

E 103 / 13 057

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

**Aktenzeichen:**

103 05 585.1

**Anmeldetag:**

04. Februar 2003

**PRIORITY  
DOCUMENT**  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

**Anmelder/Inhaber:**

Joma-Hydropneumatic GmbH, Bodelshausen/DE

**Bezeichnung:**

Rotorpumpe

**Priorität:**

19.12.2002 DE 102 61 779.1

**IPC:**

F 04 C 15/04

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 27. November 2003  
**Deutsches Patent- und Markenamt**  
Der Präsident  
Im Auftrag

Letang



21 11 03

S:\IB5DUP\DUPANM\200301\21040081-02-20030159.doc

Anmelder:

Joma-Hydromechanic GmbH  
Höfelstraße 17

72411 Bodelshausen

21040081-02

30.01.2003  
STE/HUT

**Titel: Rotorpumpe**

**Beschreibung**

Die Erfindung betrifft eine volumenstromvariable Rotorpumpe, mit einem einen Sauganschluss und einem Druckanschluss aufweisenden Pumpengehäuse, einem im Gehäuseinneren drehbar gelagerten, innenverzahnten Außenrotor und einem in diesem exzentrisch gelagerten, außenverzahnten Innenrotor, der von einer im Pumpengehäuse achsparallel zum Außenrotor gelagerten Antriebswelle antreibbar ist, wobei zur Änderung des Volumenstromes im Pumpengehäuse ein koaxial zur Antriebswelle gelagerter, verdrehbarer Stellring vorgesehen ist, in dem der Außenrotor exzentrisch und verdrehbar gelagert ist.

Rotorpumpen, bei denen das theoretische Fördervolumen dadurch veränderbar ist, dass das Zentrum des Außenrotors entlang eines Kreises verlagert wird, indem der Außenrotor in einem im Pumpengehäuse auf der Antriebswelle verdrehbar gelagerten Stellring exzentrisch und verdrehbar gelagert ist, und dadurch die relative Lage beider Rotoren zu den Saug- und Druckanschlüssen entsprechend veränderbar ist, sind aus der DE 102 07 348 A1 bekannt. Auf dieses Dokument wird zur Vermeidung von Wiederholungen vollinhaltlich Bezug genommen und der Inhalt dieses Dokuments wird hiermit zum Offenbarungsgehalt dieser Anmeldung gemacht.

Es hat sich gezeigt, dass sich bei einer Verringerung des Volumenstroms, was durch eine Verdrehung des Stellringes erfolgt, sich das erforderliche Antriebsdrehmoment für die Rotorpumpe nicht oder kaum verändert.

Als nachteilig hat sich auch herausgestellt, dass der Saughub bereits beginnt, bevor die Saugkammer mit dem Sauganschluss in Verbindung steht. Dies führt dazu, dass in der Saugkammer ein Unterdruck erzeugt wird, wofür Antriebsenergie benötigt wird und ein Antriebsmoment zur Verfügung gestellt werden muss. Dieser Unterdruck bricht erst zusammen, wenn die Saugkammer mit dem Sauganschluss verbunden wird. Dies erfolgt, abhängig von der Stellung des Stellringes, zu einem relativ frühen oder späten Zeitpunkt des Saughubes. Je später der Zeitpunkt, um so größer ist das zum Aufbau des Unterdruck aufzubringende

Drehmoment. Außerdem hat sich gezeigt, dass unter Umständen der Saughub bereits dann schon beginnt, wenn die Saugkammer noch mit dem Druckanschluss verbunden ist. Eventuell ist die Saugkammer dann auch schon mit dem Sauganschluss verbunden, so dass ein hydraulischer Kurzschluss entsteht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Rotorpumpe der eingangs genannten Art bereit zu stellen, bei der sich das Antriebsdrehmoment verringert, wenn der Volumenstrom verringert wird.

Diese Aufgabe wird bei einer Rotorpumpe der eingangs genannten Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass in Drehrichtung gesehen zwischen dem Druckanschluss und dem Sauganschluss ein die Größe zumindest einer der Anschlüsse veränderbarer Schieber vorgesehen ist. Vorteilhaft wird die Größe beider Anschlüsse verändert.

Diese Ausgestaltung der Pumpe hat den wesentlichen Vorteil, dass das erforderliche Antriebsdrehmoment proportional zum geförderten Volumenstrom ist. Bei der erfindungsgemäßen Rotorpumpe wird die Größe des Druckanschlusses und/oder des Sauganschlusses derart verändert, dass der Saughub erst dann beginnt, wenn die Saugkammer zum einen nicht mehr mit dem Druckanschluss aber dafür mit dem Sauganschluss in Verbindung steht. Mit anderen Worten, steht die Saugkammer bereits dann mit der Saugkammer in Verbindung, wenn der Saughub beginnt.

Dies erfolgt durch eine Verlagerung des Anfangs des Sauganschlusses in Richtung des Beginns des Saughubes.

Dadurch wird die Erzeugung eines Unterdrucks in der Saugkammer verhindert, wodurch sich das erforderliche Drehmoment verringert. Hieraus folgt, dass das Antriebsdrehmoment zum geförderten Volumenstrom proportional ist.

Bei einer Weiterbildung ist vorgesehen, dass der Druckanschluss und der Sauganschluss zumindest abschnittsweise als teilkreisförmige Nut ausgebildet sind. Eine derartige Nut kann relativ einfach und preiswert hergestellt werden. Zum anderen können sowohl der Druckanschluss als auch der Sauganschluss von der gleichen Nut gebildet werden. Zwischen den Anschlüssen befindet sich lediglich eine die Anschlüsse trennende Wand.

Mit Vorzug ist der Schieber in der Nut verschieblich gelagert. Die die Anschlüsse trennende Wand wird durch den Schieber gebildet, der in der Nut verschieblich gelagert ist. Es versteht sich von selbst, dass der Schieber fluiddicht in die Nut eingepasst ist, wofür entweder eine geeignete Passung verwendet wird, oder geeignete Dichtungen eingesetzt werden. Die den Druckanschluss vom Sauganschluss trennende Wand und somit das in Drehrichtung des Rotors gesehene Ende des Druckanschlusses und der in Drehrichtung gesehene Anfang des Sauganschlusses werden also vom Schieber definiert, wobei der Schieber bei einer Verlagerung innerhalb der Nut das Ende des

Druckanschlusses und somit auch den Anfang des Sauganschlusses verschiebt. Der Schieber trennt also den Druckanschluss vom Sauganschluss und bestimmt deren Größe. Dabei wird die Größe des einen Anschlusses um den Betrag verkleinert, wie die Größe des anderen Anschlusses vergrößert wird.

Erfindungsgemäß ist der Schieber als Gleitstein ausgebildet und exakt in die Nut eingepasst. Es bedarf weder eine Dichtung noch einer Schmierung des Schiebers.

Mit Vorzug wird der Schieber über den Stellring angetrieben. Wird der Stellring zur Leistungsregulierung gedreht, dann wird zusammen mit dem Stellring auch der Schieber verlagert. Dabei kann der Schieber um den gleichen Winkelbetrag verlagert werden, wenn der Schieber direkt mit dem Stellring verbunden ist. Bei einer anderen Ausführungsform ist der Schieber über ein Getriebe mit dem Stellring verbunden, so dass entweder eine Untersetzung oder eine Übersetzung erfolgt und der Schieber weniger weit beziehungsweise weiter als der Stellring verschoben wird.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen sowie der nachfolgenden Beschreibung, in der unter Bezugnahme auf die Zeichnung besonders bevorzugte Ausführungsbeispiele im Einzelnen beschrieben sind. Dabei können die in der Zeichnung dargestellten sowie in der Beschreibung und in den Ansprüchen

erwähnten Merkmale jeweils einzeln für sich oder in beliebiger Kombination erfindungswesentlich sein.

In der Zeichnung zeigen:

Figur 1 einen Querschnitt durch einen Rotor eines ersten Ausführungsbeispiels einer volumenstromvariablen Rotorpumpe in seiner Grundstellung bei maximalem Volumenstrom;

Figur 2 einen Querschnitt durch den Rotor der volumenstromvariablen Rotorpumpe in seiner Grundstellung bei reduziertem Volumenstrom, mit um  $30^\circ$  gedrehtem Stellring;

Figur 3 einen Querschnitt durch den Rotor gemäß Figur 2 am Ende des Druckhubes;

Figur 4 einen Querschnitt durch den Rotor der volumenstromvariablen Rotorpumpe in seiner Grundstellung bei reduziertem Volumenstrom, mit um  $90^\circ$  gedrehtem Stellring;

Figur 5 einen Querschnitt durch den Rotor gemäß Figur 4 am Ende des Druckhubes;

Figur 6 eine Explosionsdarstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels der Rotorpumpe;

Figur 7 eine perspektivische Ansicht der zusammengebauten Rotorpumpe gemäß Figur 6;

Figur 8 eine Seitenansicht der Rotorpumpe gemäß Figur 6;

Figur 9 eine perspektivische Darstellung einer Schieberplatte eines dritten Ausführungsbeispiels der Rotorpumpe;

Figur 10 eine Seitenansicht der Schieberplatte gemäß Figur 9;

Figur 11 eine perspektivische Darstellung des Rotorrings des dritten Ausführungsbeispiels der Rotorpumpe;

Figur 12 eine Explosionsdarstellung eines weiteren Ausführungsbeispiels der Rotorpumpe ohne Deckel; und

Figur 13 eine Explosionsdarstellung eines weiteren Ausführungsbeispiels der Rotorpumpe.

Der insgesamt mit 10 bezeichnete Rotor einer Rotorpumpe weist einen Stellring 22 auf, der auf einer Antriebswelle 26 verdrehbar und feststellbar gelagert ist. Im Stellring 22 ist ein mit einem Innenrotor 28 kämmender Außenrotor 30 verdrehbar und exzentrisch gelagert.



Zwischen zwei Zähnen 32 und 34 des Innenrotors 28 und der zwischen zwei Zähnen 38 und 40 gelegenen Innenumfangsfläche 36 des Außenrotors 30 wird ein Förderraum 42 gebildet, in welchem das über einen Sauganschluss 44 angesaugte Fluid gefördert und mit Druck beaufschlagt wird. Sobald bei 46 eine Verbindung 48 zwischen dem Förderraum 42 und einem Druckanschluss 46 hergestellt ist, wird das im Förderraum 42 sich befindende Fluid in den Druckanschluss 46 verdrängt.

Aus Figur 1 ist die Stellung des Stellringes 22 gezeigt, in der die größte Förderleistung ( $V_{theormax}$ ) der Rotorpumpe 10 gegeben ist. Die Figuren 2 bis 5 zeigen die Stellung des Stellringes 22 bei verringertem Volumenstrom.

Aus Figur 1 ist noch deutlich erkennbar, dass der Sauganschluss 44 und der Druckanschluss 46 von einer teilkreisförmigen Nut 50 gebildet werden, die Nutwände 52 und 54 aufweist. Diese Nut 50 befindet sich in einer Scheibe, die hinter der Ebene des Innenrotors 28 und des Außenrotors 30 liegt. Der Druckanschluss 46 weist noch eine Auslassöffnung 56 auf, die ins Freie führt, und aus der das unter Druck stehende Fluid ausgegeben wird. In der Nut 50 ist ein insgesamt mit 58 bezeichneter Schieber in Richtung des Nutverlaufes verschieblich geführt. Der Schieber 58, der zum Beispiel von einem Gleitstein 60 gebildet wird, liegt mit seinen Außenflächen 62 und 64 fluiddicht an den Nutwänden 52 und 54 an. Der Schieber 58 trennt den Druckanschluss 46 vom Sauganschluss 44 und bestimmt zudem deren Größe. Wird der

Schieber 58 in Richtung des Uhrzeigersinns in der Nut 50 verschoben, dann verkleinert sich der Druckanschluss 46, wohingegen sich der Sauganschluss 44 vergrößert. Außerdem ist mit dem Bezugszeichen 66 eine Verbindung des Schiebers 58 mit dem Stellring 22 angedeutet. Über diese Verbindung 66 wird bei einer Verdrehung des Stellringes 22 im den Stellring 22 umgebenden Gehäuse (nicht dargestellt) der Schieber 58 um den gleichen Winkelbetrag verdreht, was in den Figuren 2 bis 5 dargestellt ist.

Die Figur 2 zeigt einen um  $30^\circ$  gedrehten Stellring 22, wobei der Schieber 58 ebenfalls um diese  $30^\circ$  in Richtung des Uhrzeigersinns innerhalb der Nut 50 verschoben ist. Hierdurch wird der Druckanschluss 46 verkleinert, wohingegen der Sauganschluss 44 vergrößert wird. Die Figur 2 zeigt die Stellung des Innenrotors 28 innerhalb des Außenrotors 30 beim Beginn des Saughubes, bei dem der zwischen den Zähnen 32 und 34 liegende Förderraum 42 vergrößert wird. Dieser Förderraum 42 ist mit dem Sauganschluss 44 verbunden, so dass Fluid in den Förderraum 42 einströmen kann.

In der Figur 3 ist der Innenrotor 28 um etwa  $30^\circ$  in Richtung des Pfeiles 70 weiter gedreht und es wird deutlich, dass sich der Förderraum 42 vergrößert hat. Der nachfolgende Förderraum 42' ist über eine Bypassnut 68 ebenfalls mit dem Sauganschluss 44 verbunden, so dass in diesem nachfolgenden Förderraum 42' kein Unterdruck erzeugt wird. Der im oberen Bereich zu erkennende Förderraum 42'' ist gegenüber der Figur 1

reduziert, was daraus folgt, dass der Stellring 22 in Richtung eines verminderten zu fördernden Volumenstroms verdreht worden ist. Sobald die Verbindung 48 zwischen diesem Förderraum 42'' und dem Druckanschluss 46 hergestellt worden ist, wird das im Förderraum 42'' sich befindende Fluid in den Druckanschluss 46 gepresst.

Aus den Figuren 2 und 3 ist deutlich erkennbar, dass weder im Förderraum 42 noch im Förderraum 42' ein Unterdruck erzeugt wird, da beide Förderräume 42 und 42' direkt beziehungsweise über die Bypassnut 68 mit dem Sauganschluss 44 verbunden sind. Dies resultiert aus der Verlagerung des Schiebers 58 in Richtung der Verstellung des Stellrings 22.

In den Figuren 4 und 5 ist der Stellring 22 um  $90^\circ$  in Richtung des Uhrzeigersinns gedreht und der Schieber 58 befindet sich in einer um  $90^\circ$  verschobenen Position innerhalb der Nut 50. Es ist deutlich erkennbar, dass der Förderraum 42 aufgrund des vergrößerten Sauganschlusses 44 unmittelbar mit dem Sauganschluss 44 verbunden ist, so dass im Förderraum 42 kein Unterdruck entsteht beziehungsweise dieser Förderraum 42 nicht mit dem Druckanschluss 46 verbunden ist. Dies wäre dann der Fall, wenn der Schieber 58 in der Figur 4 eine Position einnehmen würde, wie er sie in der Figur 1 einnimmt. Dann wäre der Förderraum 42 mit dem Druckanschluss 46 verbunden und würde aus dem Druckanschluss Fluid ansaugen.

Aus der Figur 5 ist erkennbar, dass sich der Förderraum 42'' weiter verringert hat, was aus der größeren Verstellung des Stellringes 22 in Richtung eines verminderten Volumenstromes resultiert. Außerdem saugt der Förderraum 42 weiter aus dem Sauganschluss 44 an, wobei der nachfolgende Förderraum 42' bereits über die Bypassnut 68 mit dem Sauganschluss 44 verbunden ist.

Trotz Verstellung des Stellringes 22 wird im Förderraum 42 ein Unterdruck aufgebaut, woraus ein vermindertes Antriebsdrehmoment resultiert.

Die Figur 6 zeigt in Explosionsdarstellung eine Ausführungsform der Rotorpumpe, die aus mehreren scheibenförmigen Einzelteilen aufgebaut ist. Im zentral angeordneten Rotorring 70 ist der Stellring 22 mit seinen Flachkolben 12 verdrehbar aufgenommen. Dieser Stellring 22 kann in Richtung des Doppelpfeils 14 innerhalb des Rotorrings 70 verdreht werden. Auf die Stirnseiten des Stellrings 22 sind zwei Schieberplatten 16 aufgesetzt und über geeignete Mittel, wie Stifte, Bolzen oder dergleichen, die in Löcher 72 eingreifen, mit dem Stellring 22 drehfest verbunden. Die Schieberplatte 16 weist eine der Nut 50 entsprechende Nut 50' auf, in welcher der Schieber 58 angeordnet ist. Der Schieber 58 erstreckt sich also zwischen einem äußeren Kreisring 74 und einem inneren, die Antriebswelle 26 umgebenden Kreisring 76. In die Nut 50' greift außerdem ein Trennstück 78 ein, welches an einem die Schieberplatte 70 aufnehmenden Deckel 80

vorgesehen ist. In der Zeichnung ist die Dicke der Schieberplatte 16 übertrieben dargestellt. Sie beträgt lediglich 0,5 mm bis 2 mm und hat nur die Aufgabe, den Schieber 58 am gewünschten Ort zu halten. Entsprechend dick ist somit auch das Trennstück 78 ausgeführt.

Da die Schieberplatte 16 über in den Löchern 72 angeordnete Stifte, Bolzen oder dergleichen mit dem Stellring 22 drehverbunden ist, wird die Schieberplatte 16 gleichfalls in Richtung des Doppelpfeils 82 verstellt, wenn der Stellring 22 in Richtung des Doppelpfeils 14 gedreht wird. Die beiden Deckel 80 sind mit dem Rotorring 70 über in Durchgangslöcher 84 angeordnete Bolzen miteinander verbunden.

In den Figuren 6 und 7 sind noch Anschlüsse 86 zum Zu- und Ableiten eines Fluids zum Ansteuern der Flachkolben 12 erkennbar.

Beim Ausführungsbeispiel der Figuren 9 bis 11 ist der Stellring 22 einstückig mit der Schieberplatte 16 ausgebildet, wodurch die Anzahl der Einzelteile verringert wird. Außerdem bedarf es keiner Verbindung zwischen der Schieberplatte 16 und dem Stellring 22.

Das in der Figur 12 dargestellte Ausführungsbeispiel entspricht im Wesentlichen dem Ausführungsbeispiel der Figuren 6 bis 8, wobei die Schieberplatte 16 mit Flachkolbenansätzen 88 versehen ist. Dies hat den wesentlichen Vorteil, dass die

Verbindung von Schieberplatte und Stellring 22 radial weiter nach außen, das heißt in den Flachkolben 12 verlagert werden kann, wodurch höhere Stellkräfte übertragen werden können.

Beim Ausführungsbeispiel der Figur 13 ist der innere Kreisring 76 an den Deckel 80 angesetzt und bildet einen Kreisring 76', der sich radial in das Trennstück 78 fortsetzt. An der Schieberplatte 16 verbleibt demnach lediglich der äußere Kreisring 74 und der Schieber 58.

**Patentansprüche**

1. Volumenstromvariable Rotorpumpe (10), mit einem einen Sauganschluss (44) und einen Druckanschluss (46) aufweisenden Pumpengehäuse (20), einem im Gehäuseinnern drehbar gelagerten, innenverzahnten Außenrotor (30) und einem in diesem exzentrisch gelagerten, außenverzahnten Innenrotor (28) , der von einer im Pumpengehäuse (20) achsparallel zum Außenrotor (30) gelagerten Antriebswelle (26) antreibbar ist, wobei zur Änderung des Volumenstromes im Pumpengehäuse (20) ein koaxial zur Antriebswelle (26) gelagerter, verdrehbarer Stellring (22) vorgesehen ist, in dem der Außenrotor (30) exzentrisch und verdrehbar gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass in Drehrichtung zwischen dem Druckanschluss (46) und dem Sauganschluss (44) ein die Größe wenigstens einer der Anschlüsse (44 und 46) veränderbarer Schieber (58) vorgesehen ist.
2. Rotorpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Größe beider Anschlüsse (44 und 46) verändert wird.
3. Rotorpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Größe des einen Anschlusses (44 oder 46) in dem Maße vergrößert wird, wie der andere Anschluss (46 oder 44) verkleinert wird.

4. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckanschluss (46) und der Sauganschluss zumindest abschnittsweise als keilkreisförmige Nut (50) ausgebildet sind.
5. Rotorpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) in der Nut (50) verschieblich gelagert ist.
6. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) den Druckanschluss (56) vom Sauganschluss (54) trennt.
7. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) als Gleitstein (60) ausgebildet ist.
8. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) über den Stellring (22) angetrieben wird.
9. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) direkt mit dem Stellring (22) verbunden ist.
10. Rotorpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) über ein Getriebe mit dem Stellring (22) verbunden ist.



11. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) am Stellring (22) angeformt ist.
12. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schieber (58) an einer Schieberplatte (16) vorgesehen ist, die an der Stirnseite des Stellringes (22) anliegt.
13. Rotorpumpe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Schieberplatte (16) von einem Deckel (80) übergriffen ist.
14. Rotorpumpe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckanschluss (46) und der Sauganschluss (44) im Deckel (80) vorgesehen sind.
15. Rotorpumpe nach einem der Ansprüche 12 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Schieberplatte (16) und der Stellring (22) einstückig ausgebildet sind.
16. Rotorpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass sie modular aufgebaut ist.

### Zusammenfassung

Volumenstromvariable Rotorpumpe, mit einem einen Sauganschluss und einen Druckanschluss aufweisenden Pumpengehäuse, einem im Gehäuseinnern drehbar gelagerten, innenverzahnten Außenrotor und einem in diesem exzentrisch gelagerten, außenverzahnten Innenrotor, der von einer im Pumpengehäuse achsparallel zum Außenrotor gelagerten Antriebswelle antreibbar ist, wobei zur Änderung des Volumenstromes im Pumpengehäuse ein koaxial zur Antriebswelle gelagerter, verdrehbarer Stellring vorgesehen ist, in dem der Außenrotor exzentrisch und verdrehbar gelagert ist, wobei in Drehrichtung gesehen zwischen dem Druckanschluss und dem Sauganschluss ein die Größe zumindest einer der Anschlüsse veränderbarer Schieber vorgesehen ist.

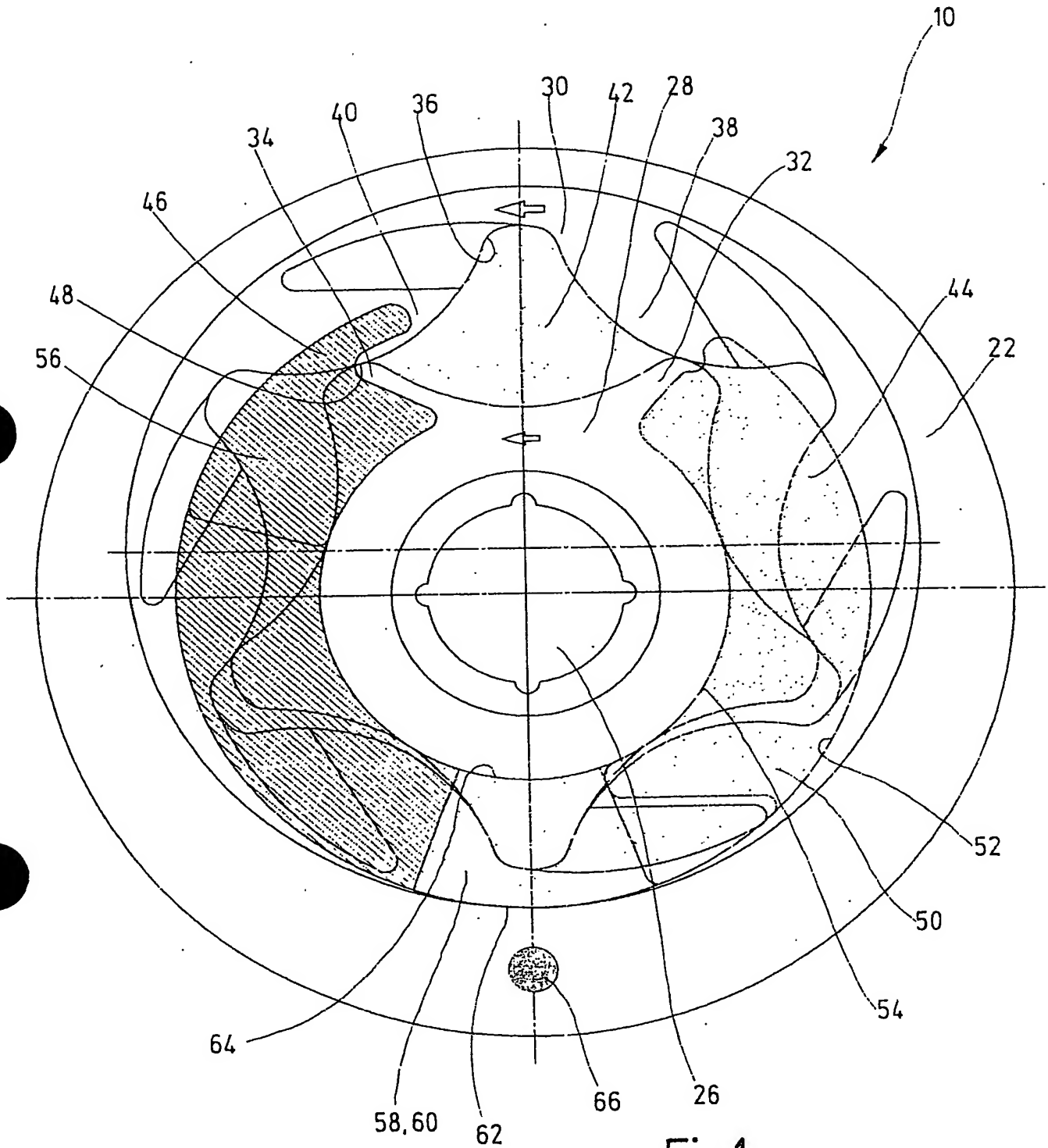


Fig.1

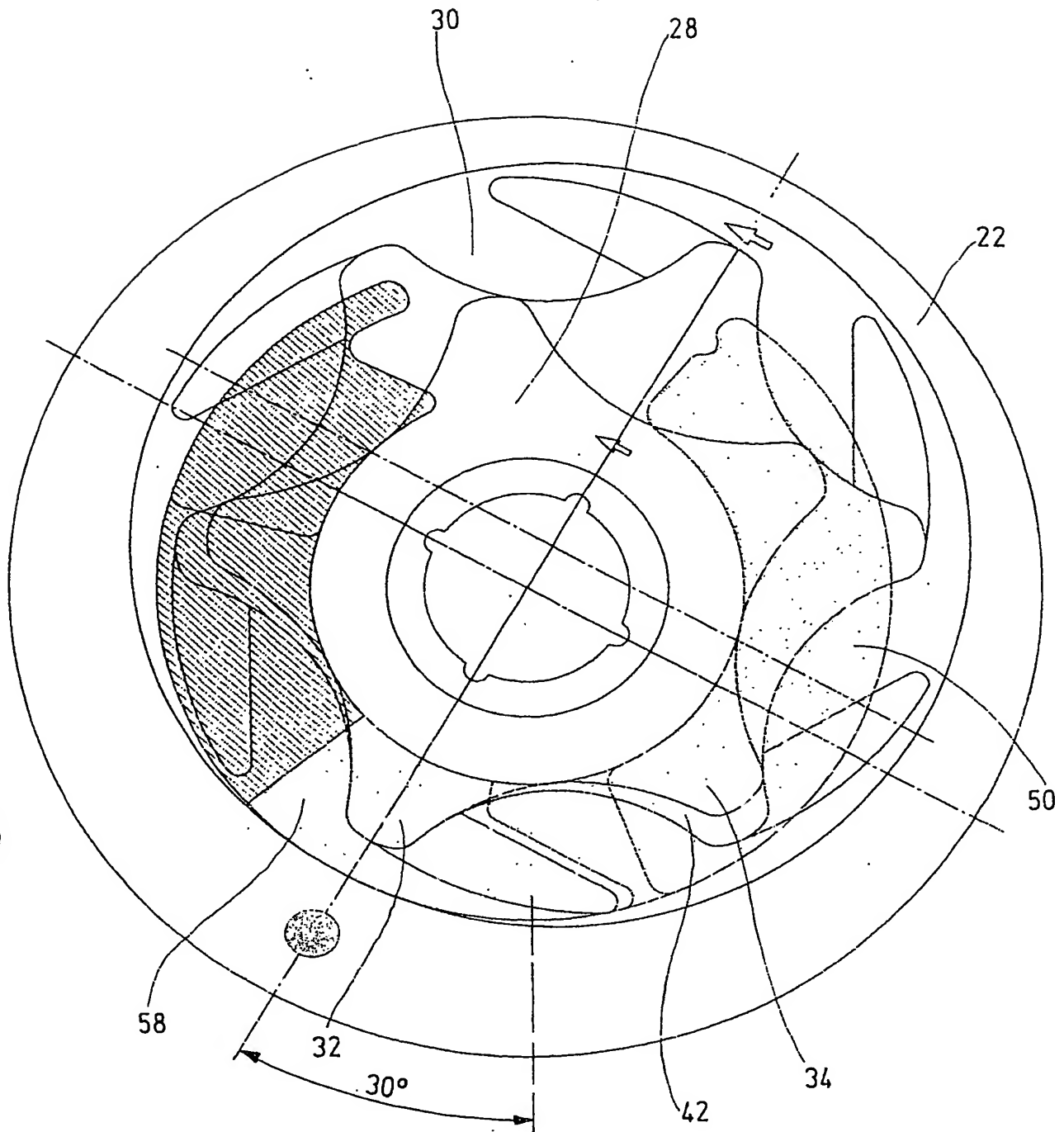


Fig.2

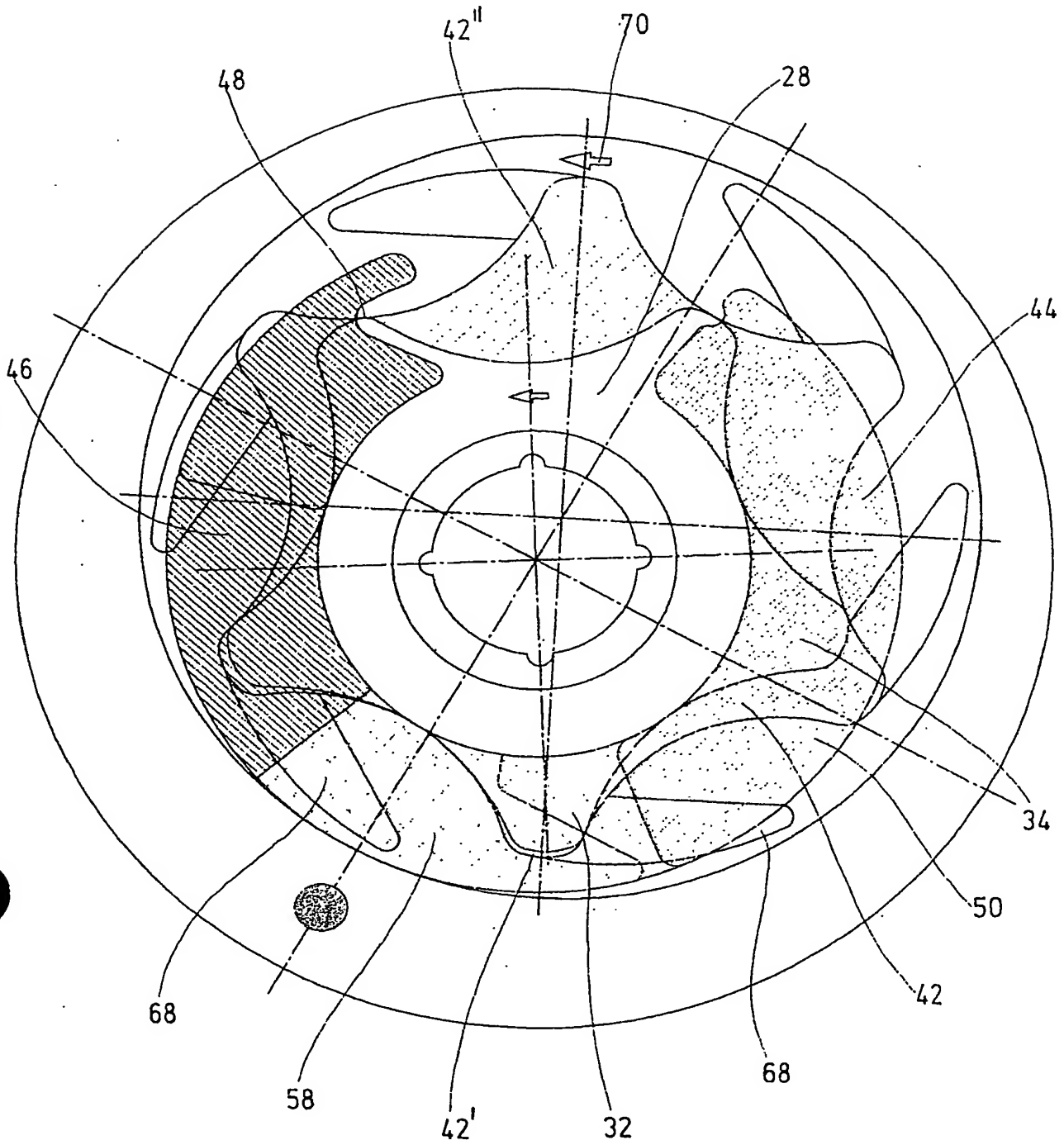


Fig.3

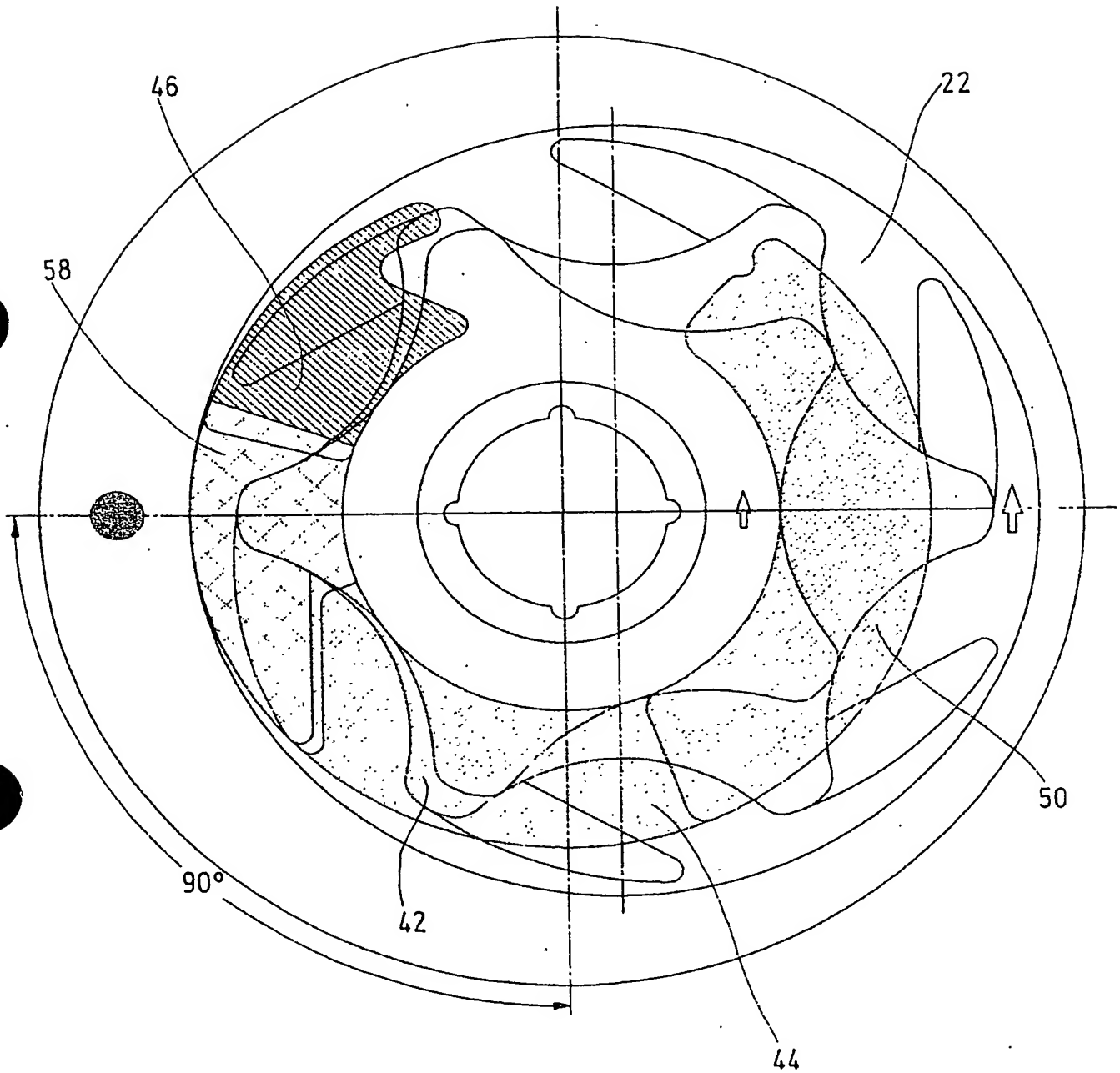
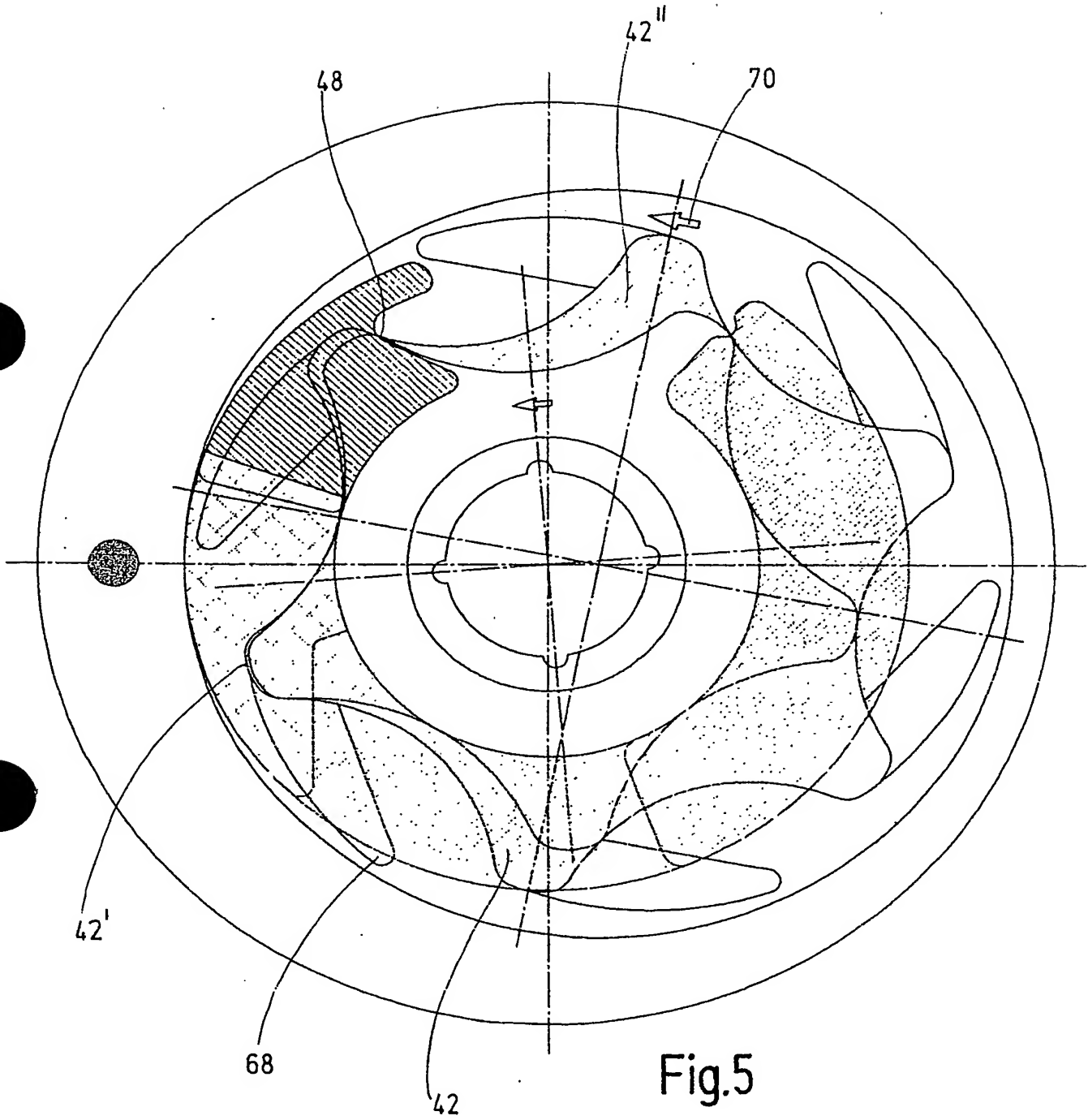
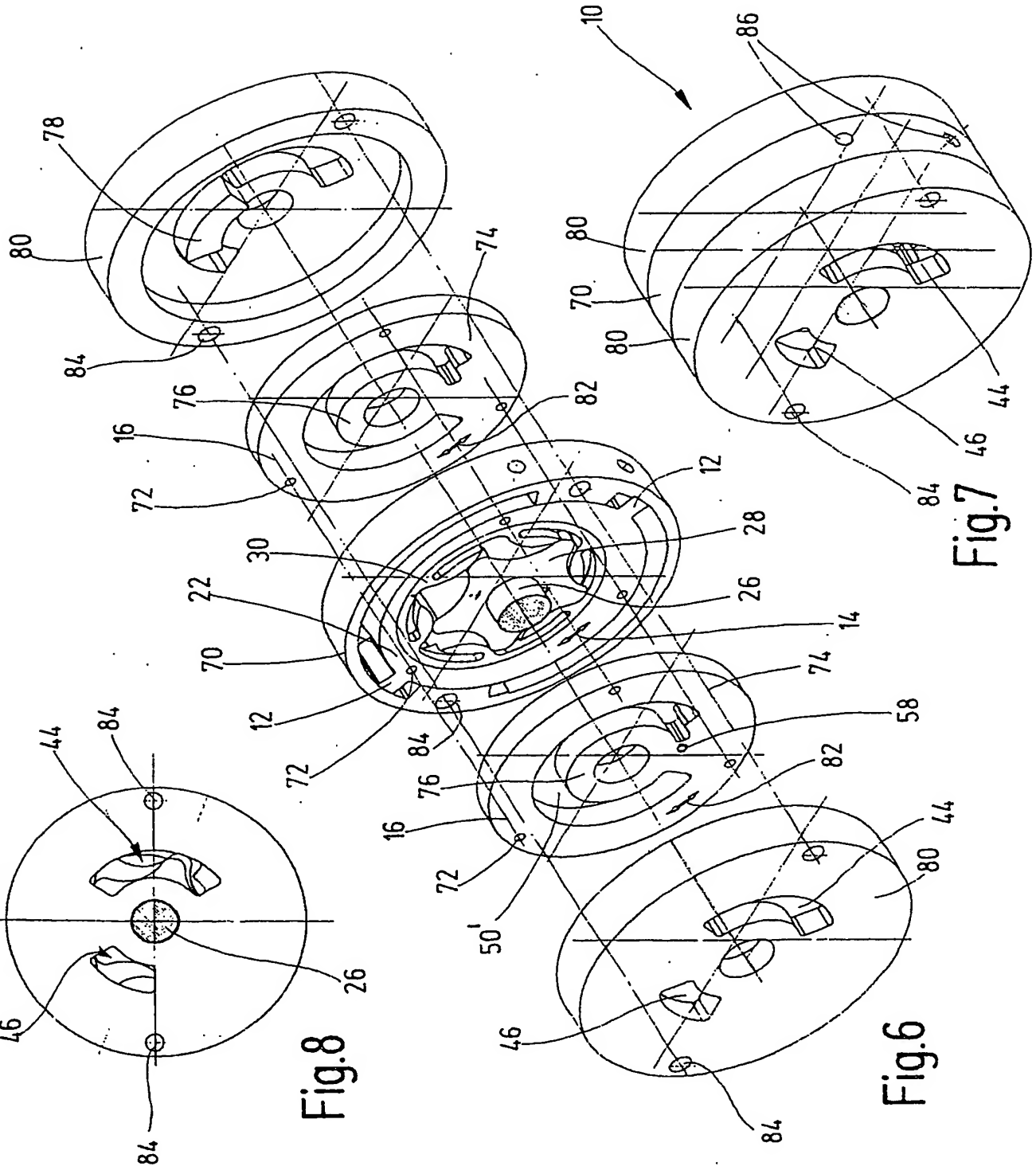
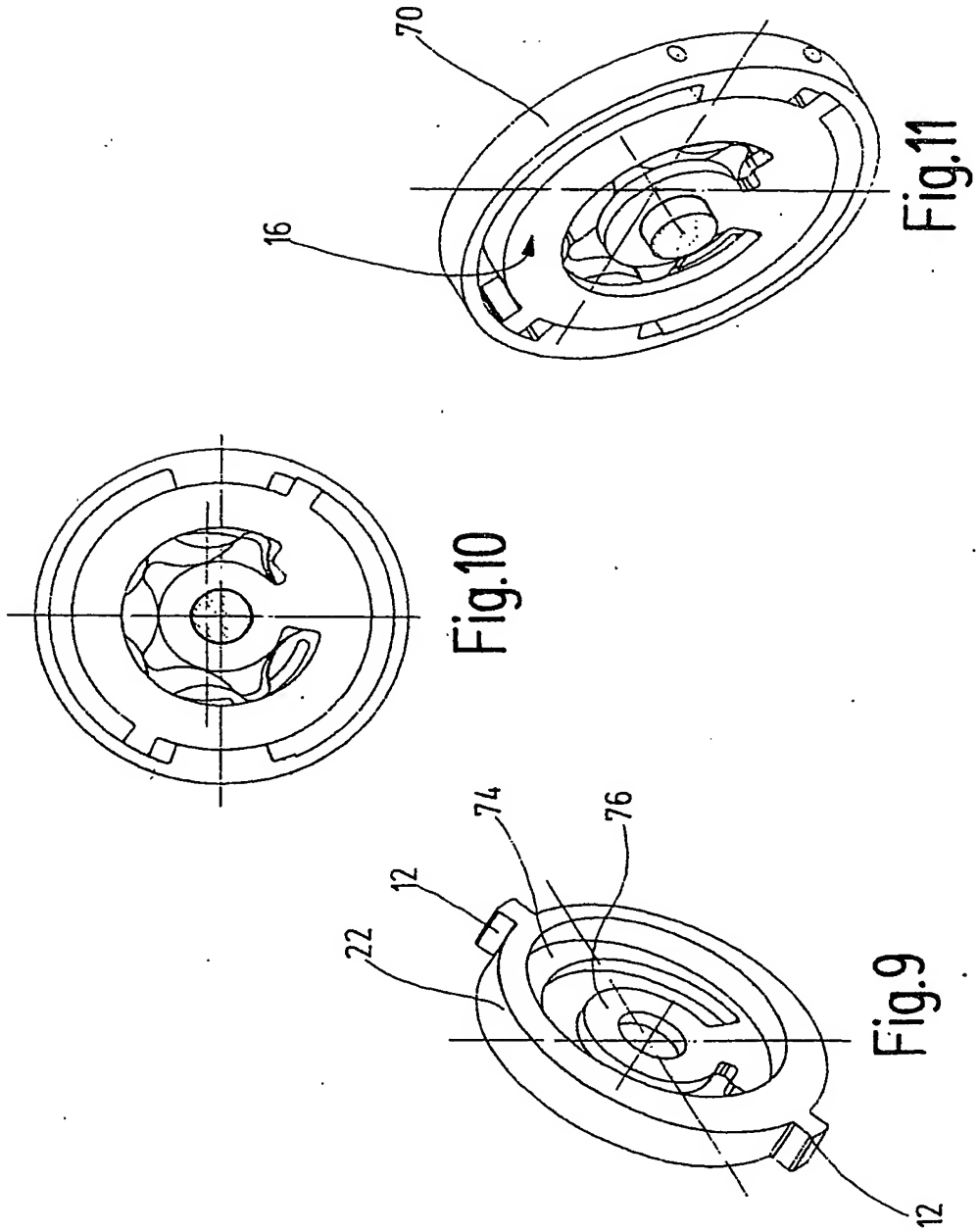


Fig.4









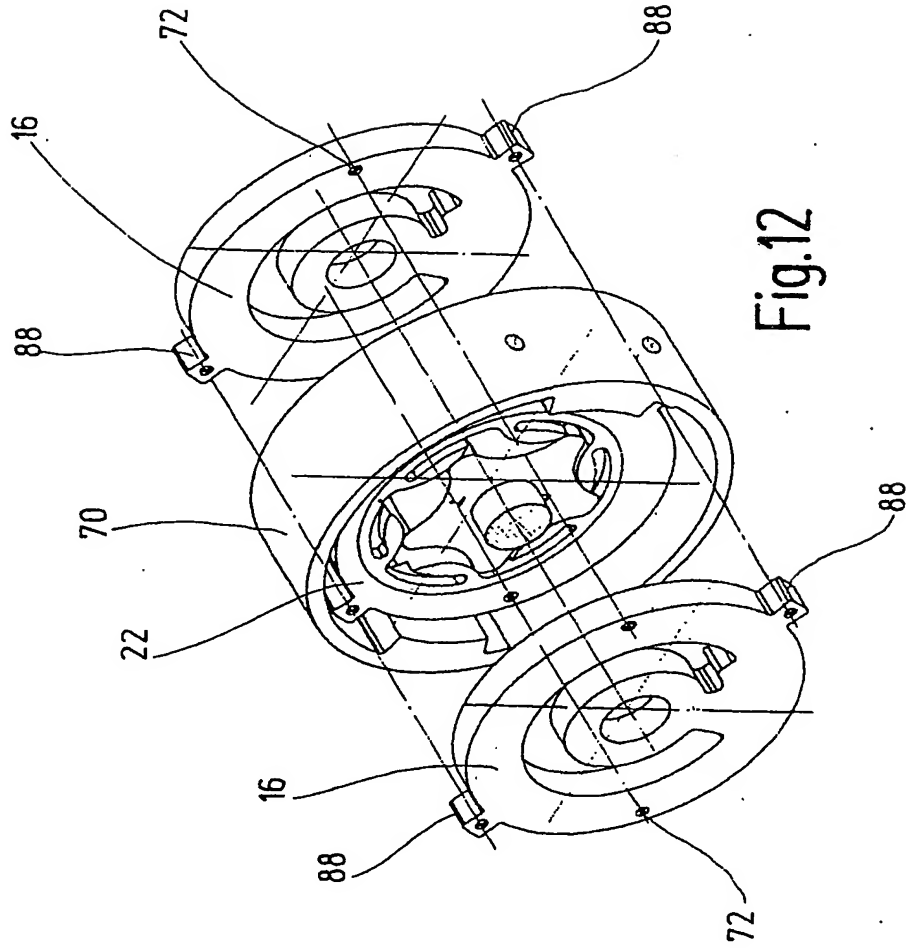


Fig.12

